


All-wheel steering system for motor vehicles

Patent Number: DE3820967
Publication date: 1989-01-12
Inventor(s): BUFLER ERNST [DE]
Applicant(s): VOLKSWAGENWERK AG [DE]
Requested Patent: ☐ DE3820967
Application Number: DE19883820967 19880622
Priority Number(s): DE19883820967 19880622; DE19873721816 19870702
IPC Classification: B62D7/14
EC Classification: B62D7/15D1
Equivalents:

Abstract

In known all-wheel steering systems, in which the transmission ratio between the rear-wheel deflection and the front-wheel deflection can be continuously varied with the aid of mechanical actuating means, in particular as a function of the vehicle speed, troublesome toe-in changes at the rear axle are associated with the control of the transmission ratio. The new all-wheel steering system is intended to permit continuously variable control of the transmission ratio, likewise by mechanical means, but without affecting the toe-in at the rear axle. For this purpose, the translational or rotary motion of a transmission member leading to the rear axle is transmitted via an intermediate member pivotable about a hinge axis as a function, for example, of the vehicle speed to a steering rod articulated on parts of the rear-axle steering linkage. The point of application of force of the steering rod on the axle with the steering wheel in the straight-ahead position lies precisely on the imaginary extension of the hinge axis of the intermediate member, such that, as the intermediate member is pivoted, the steering rod describes the lateral surface of a cone with the point of

application of force on the axle as the tip of the cone. 

Data supplied from the esp@cenet database - I2

①⑨ BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

⑫ Offenlegungsschrift
⑪ DE 3820967 A1

⑤① Int. Cl. 4:
B62D 7/14

⑦① Aktenzeichen: P 38 20 967.5
⑦② Anmeldetag: 22. 6. 88
⑦③ Offenlegungstag: 12. 1. 89

Behördeneigentlich

DE 3820967 A1

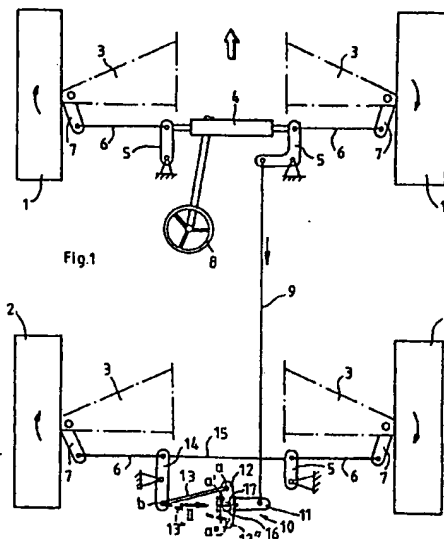
③⑩ Innere Priorität: ③② ③③ ③①
02.07.87 DE 37 21 816.6

⑦① Anmelder:
Volkswagen AG, 3180 Wolfsburg, DE

⑦② Erfinder:
Bufler, Ernst, 3180 Wolfsburg, DE

⑤④ Allradlenkeinrichtung für Kraftfahrzeuge

Bei bekannten Allradlenkeinrichtungen, bei denen das Übersetzungsverhältnis zwischen der Hinterradauslenkung und der Vorderradauslenkung mit Hilfe mechanischer Stellmittel insbesondere in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit stufenlos gesteuert werden kann, sind mit der Steuerung des Übersetzungsverhältnisses störende Vorspuränderungen der Hinterachse verbunden. Die neue Allradlenkeinrichtung soll die stufenlose Steuerung des Übersetzungsverhältnisses ebenfalls mit mechanischen Mitteln, jedoch ohne Beeinflussung der Hinterachsvorspur ermöglichen. Zu diesem Zweck wird die Verschiebe- oder Drehbewegung eines zur Hinterachse führenden Übertragungsgliedes über ein z. B. fahrgeschwindigkeitsabhängig um eine Scharnierachse verschwenkbares Zwischenglied auf eine an Teilen des Hinterachs-Lenkgestänges angelenkte Lenkstange übertragen. Deren achsseitiger Kraftangriffspunkt liegt bei in Geradeausstellung befindlichem Lenkrad gerade auf der fiktiven Verlängerung der Scharnierachse des Zwischengliedes, derart, daß die Lenkstange beim Verschwenken des Zwischengliedes eine Kegelmantelfläche umschreibt mit dem achsseitigen Kraftangriffspunkt als Kegelspitze.



DE 3820967 A1

1. Allradlenkeinrichtung für Kraftfahrzeuge, bei welcher eine der Lenkraddrehung proportionale Verschiebe- oder Drehbewegung eines zur Hinterachse geführten Übertragungsgliedes (z. B. Gestänge, Welle) mit Hilfe eines mit diesem in Verbindung stehenden Zwischengliedes im Sinne einer Lenkbewegung der Hinterräder auf die Hinterachse bzw. deren Lenkmechanismus übertragen wird, wobei das Zwischenglied in Abhängigkeit von Fahrzeugbetriebsparametern, insbesondere der Fahrgeschwindigkeit, aus einer Neutralstellung heraus in zwei einander entgegengesetzte Richtungen stufenlos verschwenkbar ist, um einerseits je nach Schwenkrichtung entweder eine zur Lenkbewegung der Vorderräder gegensinnige oder gleichsinnige Lenkbewegung der Hinterräder zu erzeugen und andererseits je nach Größe dieses Schwenkwinkels ein verschieden großes Übersetzungsverhältnis zwischen Hinterrad- und Vorderrad-Lenkbewegung einzustellen, dadurch gekennzeichnet, daß im Zuge der Übertragung der Lenkbewegung des Zwischengliedes (10, 20) auf die Hinterachse eine zug- und druckkräfteübertragende Lenkstange (13) angeordnet ist, die mit ihrem einen Ende am freien Ende des hebel förmigen Zwischengliedes (10, 20) und mit ihrem anderen Ende an einem Teil der Hinterachslenkung angelenkt ist, und daß der achsseitige Kraftangriffspunkt (b) der Lenkstange (13) bei in Geradeausstellung befindlichem Lenkrad (8) auf der fiktiven Verlängerung der Schwenk- bzw. Scharnierachse (17) des Zwischengliedes (10 bzw. 20) liegt, derart, daß die Lenkstange (13) beim Verschwenken des Zwischengliedes (10, 20) eine Kegelmantelfläche umschreibt, mit dem achsseitigen Kraftangriffspunkt (b) als Kegelspitze.
2. Allradlenkeinrichtung nach Anspruch 1 mit einer Achsschenkel lenkung der Hinterräder, dadurch gekennzeichnet, daß die Lenkstange (13) achsseitig an einem schwenkbar gelagerten Zwischenhebel (14) angelenkt ist, der seinerseits mit einer Spurstange (6) der Achsschenkel lenkung in Verbindung steht.
3. Allradlenkeinrichtung nach Anspruch 1 mit einer Hinterachse in Form einer Verbund- oder Koppel lenkerachse mit nicht lenkbaren Rädern, dadurch gekennzeichnet, daß die Lenkstange (13) achsseitig an einem starr am Verbundlenker (28) befestigten Hebel (34) angelenkt ist, daß die aufbauseitigen Verbundlenkerlager (31) zur Fahrzeuglängsachse schräggestellte Lagerachsen (33) besitzen und axial gummielastisch nachgiebig sind, und daß sowohl die Schwenk- bzw. Scharnierachse (17) des Zwischengliedes (20) als auch der achsseitige Kraftangriffspunkt (b) der Lenkstange (13) und die Lagermitten der Verbundlenkerlager (31) etwa auf einer quer zur Fahrzeuglängsachse verlaufenden Geraden (35) liegen.
4. Allradlenkeinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß das Übertragungsglied als in Fahrzeuglängsrichtung verlaufende Zug- und Druckstange (9) ausgebildet ist und daß das Zwischenglied (10) aus einem von der Zug- und Druckstange (9) um eine etwa vertikale Achse (16) schwenkbaren Hebel (11) und einem mit diesem verbundenen, seinerseits um eine etwa horizontale Schwenk- oder Scharnierachse (17)

- schwenkbaren Scharnierhebel (12) besteht, an dessen freiem Ende die Lenkstange (13) angelenkt ist.
5. Allradlenkeinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß die Schwenkbewegung des hebel förmigen Zwischengliedes (10, 20) mittels eines Stellantriebes in Form eines elektromechanischen Spindeltriebs oder einer hydraulischen Kolben/Zylinder-Einheit erfolgt, dessen Stellweg in Abhängigkeit von Fahrzeugbetriebsparametern, insbesondere in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit und/oder der Fahrzeugbelastung steuerbar ist.
6. Allradlenkung nach Anspruch 5 mit einem Übertragungsglied in Form einer drehbaren Verbindungswelle, dadurch gekennzeichnet, daß der Stellantrieb (18) einenends unmittelbar starr auf der Verbindungswelle (19) gelagert ist, während sein freies Spindel- oder Kolbenende am hebel förmigen Zwischenglied (20) angreift.
7. Allradlenkeinrichtung nach Anspruch 5 mit einem Übertragungsglied in Form einer drehbaren Verbindungswelle, dadurch gekennzeichnet, daß der Stellantrieb (18) einenends im Abstand (c) zur Verbindungswelle (19) gelenkig am Fahrzeugaufbau angelenkt ist, während sein freies Spindel- oder Kolbenende am hebel förmigen Zwischenglied (20) angreift.
8. Allradlenkeinrichtung nach Anspruch 5 mit einem Übertragungsglied in Form einer drehbaren Verbindungswelle, dadurch gekennzeichnet, daß der Stellantrieb (18) einenends gelenkig an einem am Fahrzeugaufbau schwenkbar angelenkten zweiar migen Betätigungshebel (25) angelenkt ist, der mit dem Ein- und Ausfedern der Fahrzeugräder verschwenkbar ist.
9. Allradlenkeinrichtung nach Anspruch 4 und 5, dadurch gekennzeichnet, daß der Stellantrieb (18) einenends am um die vertikale Achse (16) schwenkbaren Hebel (11) angelenkt ist, während sein freies Spindel- oder Kolbenende am schwenkbaren Scharnierhebel (12) angreift.

Beschreibung

Die Erfindung betrifft eine Allradlenkeinrichtung für Kraftfahrzeuge der im Oberbegriff des Patentanspruchs 1 genannten Art, wie sie beispielsweise aus der DE-OS 34 36 596 bekannt ist.

Während Allradlenkeinrichtungen in früheren Zeiten nahezu ausschließlich in relativ langsam fahrenden, geländegängigen Kraftfahrzeugen, insbesondere bau- und landwirtschaftlichen Fahrzeugen eingesetzt wurden, wird in jüngerer Zeit zunehmend angestrebt, auch für normale Straßenverhältnisse konzipierte schnell fahrende normale Personenkraftwagen mit einer Allradlenkeinrichtung auszurüsten, um damit die allgemeinen Fahreigenschaften und das Handling des Fahrzeuges ggf. weiter verbessern zu können.

Im Vergleich zu solchen bekannten Allradlenkeinrichtungen, die sich einer relativ aufwendigen elektronischen Steuer- und Regeleinrichtung (Mikroprozessoren etc.) bedienen, und bei denen die Auslenkung der Vorderräder und der Hinterräder nicht nur von Richtung und Größe der Lenkraddrehung selbst abhängt, sondern zusätzlich von einer Vielzahl weiterer Betriebsparameter, wie z. B. von der Fahrgeschwindigkeit, der Querschleunigung oder der Gierwinkelgeschwindigkeit etc., ist die bekannte Allradlenkeinrichtung gemäß dem

Oberbegriff des Patentanspruchs 1 vergleichsweise einfach aufgebaut, obgleich auch bei dieser die Lenkbewegung der Hinterräder in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit entweder gegensinnig oder gleichsinnig zur Lenkbewegung der Vorderräder erfolgt und obgleich auch bei dieser das Übersetzungsverhältnis zwischen der Lenkbewegung der Hinterräder und der Vorderräder in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit steuerbar ist.

Bei dieser bekannten Allradlenkeinrichtung wird die Drehung des Lenkrades über ein Lenkgetriebe (Zahnstange) einerseits unmittelbar auf das Lenkgestänge der Vorderräder und andererseits über eine an das vordere Lenkgetriebe angekoppelte, sich in Fahrzeuglängsrichtung erstreckende Verbindungswelle auf das Lenkgestänge der lenkbaren Hinterräder übertragen, wobei zwischen dem hinterachsseitigen Ende und dem Lenkgestänge (Spurstangen) der Hinterräder ein von einem Elektromotor betätigbarer Steuermechanismus zwischengeschaltet ist, mit dem die Drehbewegung der Verbindungswelle fahrgeschwindigkeitsabhängig einerseits entweder in eine zur Auslenkung der Vorderräder gegensinnige oder aber gleichsinnige Auslenkung der Hinterräder umgeformt wird und gleichzeitig fahrgeschwindigkeitsabhängig das Übersetzungsverhältnis zwischen der Auslenkung der Hinterräder und der Vorderräder veränderbar ist.

Der Steuermechanismus enthält im wesentlichen ein wellenförmiges Zwischenglied (Schwing- bzw. Pendelwelle) welches einenend über ein Universal- bzw. Kardangelenkt unter Zwischenschaltung einer Eingangswelle mit der vom Vorderachs-Lenkgetriebe kommenden Verbindungswelle in Verbindung steht und anderenend mit einem vom Elektromotor betätigten Schwenkmechanismus verbunden ist. Durch den Schwenkmechanismus kann das Zwischenglied aus seiner Neutralstellung, in der seine Längsachse mit der Längsachse der Zwischenwelle fluchtet, vertikal nach oben oder unten verschwenkt werden, so daß die Zwischenglied-Längswelle einen Winkel mit der Längsachse der Zwischenwelle einschließt.

Auf dem wellenförmigen Zwischenglied ist ein über eine Schwingen am Fahrzeugaufbau abgestütztes Verbindungsteil, an dem die beiden Spurstangen der Hinterachslenkung angelenkt sind, über eine Lagerbuchse o. ä. lose gelagert.

Solange das wellenförmige Zwischenglied durch den an ihm angreifenden Schwenkmechanismus nicht aus seiner Neutralstellung herausgeschwenkt ist, d. h. solange seine Längsachse mit der Längsachse der Zwischenwelle fluchtet, bewirkt eine Drehbewegung der vom Vorderachsgetriebe kommenden Verbindungswelle keinerlei Auslenkung der hinteren Spurstangen, weil das fluchtende wellenförmige Zwischenglied lediglich innerhalb der Lagerbuchse des Verbindungsteils frei verdreht wird. Wenn das Zwischenglied jedoch aus seiner Neutralstellung fahrgeschwindigkeitsabhängig herausgeschwenkt ist, vollführt das Zwischenglied bei Drehung der Verbindungswelle eine entsprechende Schwenkbewegung, mit der Folge, daß auch das Verbindungsteil und die mit diesem verbundenen Spurstangen eine Lenkbewegung der Hinterräder erzeugend verschwenkt werden. Die Richtung der erzeugten Schwenkbewegung hängt dabei zum einen davon ab, ob das Zwischenglied von seinem Schwenkmechanismus nach oben oder nach unten verschwenkt wurde und zum anderen natürlich von der Richtung der Drehbewegung des Lenkrades.

Das vertikale Verschwenken des wellenförmigen Zwischengliedes durch seinen Schwenkmechanismus bewirkt ein entsprechendes Anheben bzw. Absenken der zwischengliedseitigen Spurstangenenden. Da dieses Anheben und Absenken über die Spurstangen auf die Spurstangenhebel der Hinterräder übertragen wird, ist damit zwangsläufig eine Vorspuränderung der Hinterachse verbunden, was im allgemeinen unerwünscht ist.

Der Erfindung liegt daher die Aufgabe zugrunde, eine Allradlenkeinrichtung der im Oberbegriff des Patentanspruchs 1 genannten Art insbesondere so auszubilden und zu verbessern, daß eine in Abhängigkeit von Fahrzeugbetriebsparametern, insbesondere der Fahrgeschwindigkeit erfolgende Steuerung der Hinterradauslenkung nach Richtung und Größe (in Relation zur Vorderradauslenkung) ohne Beeinträchtigung der Hinterachs-Vorspur möglich ist, unabhängig davon, ob die Hinterräder mittels einer Achsschenkellenkung oder einer Achslenkung ausgelenkt werden.

Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß durch die Merkmale des Patentanspruchs 1 gelöst.

Vorteilhafte Weiterbildungen und Ausgestaltungen der Erfindung sind in den Unteransprüchen angegeben.

Erfindungsgemäß ist im Zuge der Übertragung der von der Lenkraddrehung bewirkten Lenkbewegung des Zwischengliedes auf die Hinterachse eine mit ihrem einen Ende am freien Ende des Zwischengliedes und mit ihrem anderen Ende an einem Teil der Hinterachslenkung angelenkte Lenkstange zwischengeschaltet, wobei der achsseitige Kraftangriffspunkt dieser Lenkstange bei in Geradeausstellung befindlichem Lenkrad gerade auf der fiktiven Verlängerung der Schwenkachse des Zwischengliedes liegt, so daß die Lenkstange beim z. B. fahrgeschwindigkeitsabhängigen Verschwenken des Zwischengliedes eine Kegelmantelfläche umschreibt, wobei der achsseitige Kraftangriffspunkt der Lenkstange die Kegelspitze bildet. Durch diese räumliche Ausrichtung der Lenkstange bleibt ein z. B. fahrgeschwindigkeitsabhängiges Verschwenken des Zwischengliedes ohne jede Auswirkung auf die Vorspur der Hinterachse.

Anhand einiger in der Zeichnung dargestellter Ausführungsbeispiele werden die Erfindung, Ausgestaltungen und Weiterbildungen der Erfindung sowie Vorteile der Erfindung nachstehend näher erläutert.

In der Zeichnung zeigen in schematischer und prinzipieller Darstellung

Fig. 1 ein erstes Ausführungsbeispiel einer Allradlenkeinrichtung gemäß der Erfindung in der Draufsicht,

Fig. 2 das in verschiedenen Schwenkstellungen befindliche Zwischenglied in Richtung des Pfeiles II gesehen,

Fig. 3 und Fig. 4 eine Variante der in Fig. 1 eingesetzten Zwischenglied/Lenkstangen-Anordnung in Draufsicht und in Richtung IV gesehen,

Fig. 5 ein zweites Ausführungsbeispiel einer Allradlenkeinrichtung gemäß der Erfindung in Draufsicht,

Fig. 6 und Fig. 7 eine Ansicht des in verschiedene Stellungen verschwenkten Zwischengliedes in Richtung der Pfeile VI bzw. VII gesehen,

Fig. 8 bis Fig. 10 verschiedene Anordnungen von Stellantrieben für das Verschwenken des Zwischengliedes in der Anordnung gemäß Fig. 5,

Fig. 11 ein drittes Ausführungsbeispiel einer Allradlenkeinrichtung gemäß der Erfindung für eine Verbundlenkerachse mit nichtlenkbaren Hinterrädern und

Fig. 12 den Blick auf das in verschiedene Stellungen geschwenkte Zwischenglied in Richtung des Pfeiles XII gesehen.

Die im Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 1 dargestellte Allradlenkeinrichtung eines Kraftfahrzeuges, insbesondere eines Personenkraftwagens, enthält eine Vorderachslenkung in Form einer Achsschenkellenkung üblicher Bauart sowie eine ebenfalls als Achsschenkellenkung ausgebildete Hinterachslenkung.

Eine vom Fahrzeuglenker zwecks Änderung der Fahrtrichtung erzeugte Drehung des Lenkrades 8 wird in üblicher Weise über ein Lenkgetriebe 4, im Ausführungsbeispiel eine Zahnstangenlenkung, über am nicht weiter dargestellten Fahrzeugaufbau schwenkbar angelenkte Zwischenhebel 5, 5' sowie Spurstangen 6 auf die Spurstangenhebel 7 der über nur angedeutete Radführungsglieder am Aufbau schwenkbar angelenkten Vorderräder 1 übertragen.

Über ein am als Doppelhebel ausgebildeten Zwischenhebel 5' angreifendes Übertragungsglied 9 in Form einer Zug- und Druckstange wird die Lenkbewegung des Lenkrades 8 auch auf den Lenkungsmechanismus der über Radführungsglieder 3 und Fahrzeugaufbau angelenkten lenkbaren Hinterräder 2 übertragen.

Der im Ausführungsbeispiel dargestellte Lenkungsmechanismus der Hinterräder enthält u. a. jeweils an den Spurstangenhebeln 7 der Hinterräder 2 angreifende Spurstangen 6, die anderenends an schwenkbar am Fahrzeugaufbau angelenkten Zwischenhebeln 5, 14 angelenkt sind und über eine Koppelstange 15 miteinander gekoppelt sind.

Die der Lenkraddrehung proportionale Verschiebewegung der Zug- und Druckstange 9 wird über ein hebelartiges Zwischenglied 10 und eine daran angelenkte Lenkstange 13 auf den im Ausführungsbeispiel zweiarbig ausgebildeten Zwischenhebel 14 und damit auf das eigentliche Lenkgestänge der lenkbaren Hinterräder 2 übertragen.

Das Zwischenglied besteht in diesem Ausführungsbeispiel aus einem um eine etwa vertikale Achse 16 schwenkbaren Hebel 11 und einem mit diesem Hebel verbundenen Scharnierhebel 12, der seinerseits um eine etwa horizontale Schwenk- oder Scharnierachse 17 schwenkbar ist.

Am freien Ende des Scharnierhebels 12 ist im Punkt *a* die zug- und druckkräfteübertragende Lenkstange 13 angelenkt, die mit ihrem anderen Ende am zweiarbigen Zwischenhebel 14 angreift. Dieser achsseitige Kraftangriffspunkt *b* der Lenkstange ist dabei räumlich so gewählt, daß er dann, wenn das Lenkrad nicht ausgelenkt ist, die Räder 1 und 2 also in Geradeausstellung stehen, gerade auf der fiktiven Verlängerung der Schwenk- bzw. Scharnierachse 17 des Zwischengliedes 10 bzw. dessen schwenkbaren Hebels 12 liegt. Bei dieser Konstellation umschreibt die Lenkstange 13 beim Verschwenken des Scharnierhebels 12 eine Kegelmantelfläche mit ihrem achsseitigen Kraftangriffspunkt *b* als Kegelspitze. Es ist leicht erkennbar, daß dieses Verschwenken des Scharnierhebels 12 keinerlei Auswirkung auf den zweiarbigen Zwischenhebel 14 hat.

Bei einer Auslenkung des Lenkrades 8 im Uhrzeigersinn wird die Lenkstange 13 vom Scharnierhebel 12 des durch die Zug- und Druckstange 9 um seine vertikale Achse 16 verschwenkten Zwischengliedes 10 in Pfeilrichtung nach rechts bewegt, so daß die gelenkten Hinterräder 12 über den Zwischenhebel 14 und die Spurstange 6 in die gleiche Richtung gelenkt werden wie die Vorderräder 1.

Eine solche gleichsinnige Auslenkung der Hinterräder 2 ist bei höheren Fahrgeschwindigkeiten von Vorteil, weil dadurch die Fahrstabilität des Fahrzeuges ver-

bessert wird.

Es ist leicht erkennbar, daß die Auslenkung der Hinterräder 2 beim gleichen Lenkradeinschlag genau in die entgegengesetzte Richtung erfolgen würde, wenn der Scharnierhebel des Zwischengliedes 10 — durch einen Stellantrieb verstellt — die in Fig. 1 gestrichelt dargestellt und mit 12' bezifferte Lage einnehmen würde. In diesem Falle würde die Lenkstange, die dann die gestrichelt dargestellte und mit 13' bezifferte Lage einnähme, nämlich nach links ausgelenkt werden.

Eine gegensinnige Auslenkung der Hinterräder wäre bei niedrigen Fahrgeschwindigkeiten, wie sie insbesondere beim Einparken, aber auch beim Durchfahren scharfer Kurven auftreten, von Vorteil, weil dann die lenkende Wirkung der eingeschlagenen Vorderräder durch die mitlenkende Wirkung der eingeschlagenen Hinterräder unterstützt wird.

Sowohl die gegenlenkende als auch die mitlenkende Wirkung der Hinterradlenkung — und damit das Übersetzungsverhältnis zwischen der Auslenkung der Vorderräder und der der Hinterräder — kann durch den den Schwenkhebel 12 verschwenkenden Stellantrieb stufenlos zwischen einem Maximalwert und Null gesteuert werden. Wenn der Zwischenhebel z. B. in eine mittlere Position geschwenkt wird, in der er gerade mit der vertikalen Achse 16 des Zwischengliedes 10 fluchtet und die im mittleren Teil der Fig. 2 mit 12' bezifferte vertikale Lage einnimmt, wird sein für die Lenkbewegungen wirksamer Hebelarm Null, so daß die durch die Zug- und Druckstange 9 bewirkte Verschwenkung des schwenkbaren Hebels 11 des Zwischengliedes 10 um die Vertikalachse 16 keine entsprechende Verschwenkung des zweiarbigen Zwischenhebels 14 zur Folge hat und die Hinterräder 2 ihre eingenommene Stellung beibehalten. In diesem Falle ist das Übersetzungsverhältnis zwischen der Hinterradauslenkung und der der Vorderradauslenkung somit Null.

Sowie der Zwischenhebel aus seiner in Fig. 2 Mitte dargestellten Position 12' ausgelenkt wird — in die eine wie in die andere Richtung —, nimmt das Übersetzungsverhältnis entsprechend der Zunahme des wirksamen Hebelarms $+c$ bzw. $-c$ (Fig. 2) zu, bis es bei maximaler Verschwenkung des Scharnierhebels sein Maximum erreicht.

Es ist somit mit sehr geringem regelungs- bzw. steuertechnischem Aufwand möglich, die Größe des Übersetzungsverhältnisses durch den den Scharnierhebel 12 verschwenkenden Stellantrieb in Abhängigkeit von an sich beliebigen Fahrzeugbetriebsparametern zu steuern; vorzugsweise wird es jedoch in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit oder der Fahrzeugbelastung bzw. in Abhängigkeit von beiden gesteuert werden.

Während im Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 1 ein Zwischenglied 10 Verwendung findet, dessen Scharnierhebel 12 um eine etwa quer zur Fahrzeuglängsrichtung und quer zur Zug- und Druckstange 9 verlaufende Scharnierachse 17 schwenkbar ist und mit einem sich etwa in Fahrzeuglängsrichtung erstreckenden zweiarbigen Zwischenhebel 14 zusammenwirkt, ist in den Fig. 3 und 4 ausschnittsweise eine Anordnung dargestellt, bei der der Schwenkhebel des Zwischengliedes 10 um eine in Fahrzeuglängsrichtung und etwa parallel zur Zug- und Druckstange 9 verlaufende Scharnierachse 17 schwenkbar ist und mit einem winkelförmigen Zwischenhebel 14' zusammenwirkt. Auch bei dieser Anordnung ist die am Scharnierhebel 12 angelenkte Lenkstange 13 räumlich so ausgerichtet und angeordnet, daß ihr Kraftangriffspunkt *b'* am winkelförmigen Zwischenhe-

bel 14' — bei Geradeausstellung des Lenkrades 8 — auf der fiktiven Verlängerung der Scharnierachse 17 liegt. Die Funktionsweise dieser Lenkungsanordnung stimmt mit der der Fig. 1 überein.

Angedeutet ist in Fig. 4, daß ein den Scharnierhebel 12 verschwenkender Stellantrieb 18, sei es ein elektromotorischer oder ein hydraulischer Stellantrieb, unmittelbar auf dem schwenkbaren Hebel 11 des Zwischengliedes 10 angeordnet sein kann.

Bei dem in Fig. 5 dargestellten Ausführungsbeispiel einer erfindungsgemäßen Allrad-Lenkrichtung wird die Auslenkung des Lenkrades 8 nicht über eine Zug- und Druckstange, sondern über eine drehbare Verbindungswelle 19 auf die Hinterachslenkung übertragen. Soweit die Bauelemente dieser Allradlenkeinrichtung mit der der Fig. 1 übereinstimmen, sind sie in gleicher Weise beziffert.

Die der Lenkraddrehung proportionale Drehbewegung der Verbindungswelle 19 wird über ein unmittelbar am Ende der Verbindungswelle 19 um eine Scharnierachse 17 schwenkbar angekoppeltes hebelartiges Zwischenglied 20 und eine an diesem angelenkte Lenkstange 13 auf das Lenkgestänge der lenkbaren Hinterräder 2 übertragen. Die Lenkstange 13 ist hierbei wiederum derart angeordnet und ausgerichtet, daß ihr am zweiteiligen Zwischenhebel 14 befindlicher Kraftangriffspunkt *b* — bei Geradeausstellung des Lenkrades 8 — auf der fiktiven Verlängerung der Scharnierachse 17 liegt, so daß sie — wie in den Fig. 5 und 6 erkennbar — beim Verschwenken des Scharnierhebels 20 eine Kegelmantelfläche umschreibt, wobei ihr achsseitiger Kraftangriffspunkt *b* die Spitze des geraden Kegels darstellt.

In den Fig. 6 und 7 ist zur Verdeutlichung der räumlichen Anordnung und Funktionsweise des schwenkbaren hebelartigen Zwischengliedes 20 noch jeweils eine Ansicht in Fahrzeuginnenrichtung entsprechend Pfeil VI sowie in Seitenansicht entsprechend Pfeil VII für drei verschiedene Schwenklagen 20, 20' bzw. 20'' des Zwischengliedes dargestellt.

In den Fig. 8 bis 10 sind nur beispielhaft verschiedene Möglichkeiten skizziert, wie ein in Abhängigkeit von Fahrzeugbetriebsparametern steuerbarer Stellantrieb 18 bei einer Allradlenkeinrichtung gemäß dem in Fig. 5 dargestellten Ausführungsbeispiel mit einer drehbaren Verbindungswelle als Übertragungsglied ausgebildet und angeordnet sein kann.

Im Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 8 ist ein Stellantrieb in Form eines elektromotorisch betriebenen Spindeltriebs dargestellt, der im wesentlichen parallel zur drehbaren Verbindungswelle 19 ausgerichtet ist und dessen Spindel 22 von einem E-Motor 21 angetrieben wird. Dieser ist dreh- und verschiebefest unmittelbar auf der Verbindungswelle 19 gelagert, gegen diese jedoch um eine etwa quer zur Wellenachse verlaufende Achse 23 verschwenkbar.

Der Spindeltrieb greift mit seinem freien Ende gelenkig an einem zweiarmigen Betätigungshebel 24 an, der seinerseits am freien Ende des hebelartigen Zwischengliedes 20 angelenkt ist und diesen um dessen Scharnierachse 17 nach Maßgabe eines dem E-Motor 21 zugeführten fahrzeugsbetriebsparameterabhängigen Stellsignals verschwenkt. Dargestellt sind, wie in den Fig. 2, 6 und 7 wiederum drei typische Positionen des Zwischengliedes 20, nämlich eine erste Position, in welcher der Lenkstangenkoppelpunkt die Position *a* einnimmt und die dem Lenkradeinschlag proportionale Verdrehung der Verbindungswelle 19 mit einem wirksamen positiven Hebelarm + *c* des Zwischengliedes 20 auf die Lenk-

stange 13 übertragen wird, eine neutrale zweite Position *a'*, in der keine Übertragung der Verbindungswellen-Verdrehung stattfindet, und eine dritte Position *a''*, in welcher die Verdrehung der Verbindungswelle 19 mit einem wirksamen negativen Hebelarm *c* auf die Lenkstange 13 übertragen wird.

In Fig. 9 ist der Stellantrieb 18 als hydraulische Kolben/Zylinder-Einheit ausgebildet. Bei dieser Anordnung ist das eine Ende des elektrohydraulischen Stellantriebs 18 in einem Abstand *e* zur Verbindungswelle 19 um eine Achse 23 schwenkbar am Fahrzeugaufbau angelenkt, während sein anderes Ende wie in Fig. 8 über einen zweiarmigen Betätigungshebel 24 am hebelartigen Zwischenglied 20 angreift.

In ihrer grundlegenden Funktionsweise stimmt diese Antriebsanordnung mit der Antriebsanordnung gemäß Fig. 8 überein; durch ihre Anlenkung am Fahrzeugaufbau statt an der Verbindungswelle 19 selbst, ergeben sich jedoch etwas unterschiedliche Schwenkeffekte für das schwenkbare Zwischenglied 20. Es ist leicht erkennbar, daß bereits das Verdrehen der Verbindungswelle 19 selbst — gleichbleibende axiale Länge des Stellantriebs 18 vorausgesetzt — zu einem gewissen Verschwenken des Zwischengliedes 20 führt; der wirksame Hebelarm *c* wird bei dieser Anordnung — gleiches Stellsignal für den Stellantrieb 18 vorausgesetzt — jeweils etwas größer bzw. etwas kleiner, was bedeutet, daß der Hinterachslenkeinschlag im Vergleich zu Fig. 8 leicht progressiv bzw. leicht degressiv wird, was mitunter erwünscht ist.

Soweit in den Fig. 8 und 9 der Stellantrieb 18 fahrgeschwindigkeitsabhängig arbeiten soll, kann das benötigte fahrgeschwindigkeitsabhängige Stellsignal für den E-Motor 21 bzw. für den entsprechenden Hydraulikantrieb beispielsweise in einfacher Weise vom Tachometer des Fahrzeuges geliefert werden. Wenn der Stellantrieb 18 zusätzlich oder ausschließlich in Abhängigkeit von der Fahrzeugbelastung arbeiten soll, muß ein entsprechendes Last-Signal von einem geeigneten Niveau-taster geliefert werden.

In Fig. 10 ist ein Beispiel dargestellt, in dem die lastabhängige Steuerung des Zwischengliedes 10 dem Stellantrieb 18 rein mechanisch ermittelt wird, in dem der als hydraulische Kolben/Zylinder-Anordnung ausgebildete Stellantrieb mit seinem vom Zwischenglied 20 abgewandten Ende an einem schwenkbar am Fahrzeugaufbau angelenkten zweiten zweiarmigen Betätigungshebel 25 angelenkt ist, welcher über eine Koppelstange 27 mit der Fahrzeugachse o. ä. in Verbindung steht und bei Änderung der Fahrzeugbelastung somit selbsttätig verschwenkt wird.

Die Fig. 11 und 12 zeigen schließlich eine Hinterachs-anordnung, bei der statt der in den Fig. 1 bis 10 verwendeten Achsschenkelanordnung eine Achslenkung vorliegt.

In diesem Ausführungsbeispiel liegt eine Hinterachse in Form einer bekannten Verbund- oder Koppellenkerachse vor, deren Verbundlenker 28 zwei im wesentlichen starre, die Hinterräder 2 tragende Längslenker 29 sowie eine diese Längslenker miteinander verbindende biegesteife, jedoch torsionsweiche Querstrebe 30 enthält. Der Verbundlenker ist über zwei aufbauseitige Verbundlenkerlager 31 schwenkbar am Fahrzeugaufbau 32 angelenkt. Die beiden Verbundlenkerlager besitzen zur Fahrzeuginnenachse schräggestellte Lagerachsen 33 und sind in axialer Richtung gummielastisch nachgiebig ausgebildet.

Wie im Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 5 wird die

Lenkraddrehung über eine drehbare Verbindungswelle 19 zur Hinterachse geführt und über ein an dieser um eine Scharnierachse 17 schwenkbar befestigtes Zwischenglied 20 auf eine Lenkstange 13 übertragen, die ihrerseits an einem starr am Verbundlenker 28, und zwar an dessen Querstrebe 30 befestigten Hebel 34 angelenkt ist. Die beiden Verbundlenkerlager 13, der Kraftangriffspunkt *b* am starren Hebel 34 und das Zwischenglied 20 mit seiner Scharnierachse 17 sind dabei derart ausgebildet und räumlich angeordnet, daß sowohl die Schwenk- bzw. Scharnierachse 17 als auch der achsseitige Kraftangriffspunkt *b* der Lenkstange 13 und die Lagermitten der beiden Verbundlenkerlager 31 etwa auf einer quer zur Fahrzeuglängsachse verlaufenden Geraden 35 liegen.

Es ist leicht erkennbar, daß auch bei dieser Hinterachsanordnung die Hinterräder bei Betätigung des Lenkrades 3 nach Bedarf gegensinnig oder gleichsinnig zu den Vorderrädern und mit einem einstellbaren Übersetzungsverhältnis in Abhängigkeit von beliebigen Fahrzeugbetriebsparametern ausgelenkt werden können. Die Auslenkung der Hinterräder 2 erfolgt dabei durch ein entsprechendes Verschwenken des ganzen Verbundlenkers 28 in den axial gummielastisch nachgiebigen Verbundlenkerlagern 31.

In den dargestellten Ausführungsbeispielen wird die Auslenkung des Lenkrades 8 über ein mechanisches Übertragungsglied 9 bzw. 19 zur Hinterachse übertragen. Grundsätzlich ist es natürlich auch denkbar, die mechanische Zug- und Druckstange 9 bzw. die mechanische drehbare Verbindungswelle 19 durch eine gleichwirkende hydraulische oder elektrische Übertragungseinrichtung zu ersetzen.

3820967

Nummer: 38 20 967
 Int. Cl.⁴: B 62 D 7/14
 Anmeldetag: 22. Juni 1988
 Offenlegungstag: 12. Januar 1989

17

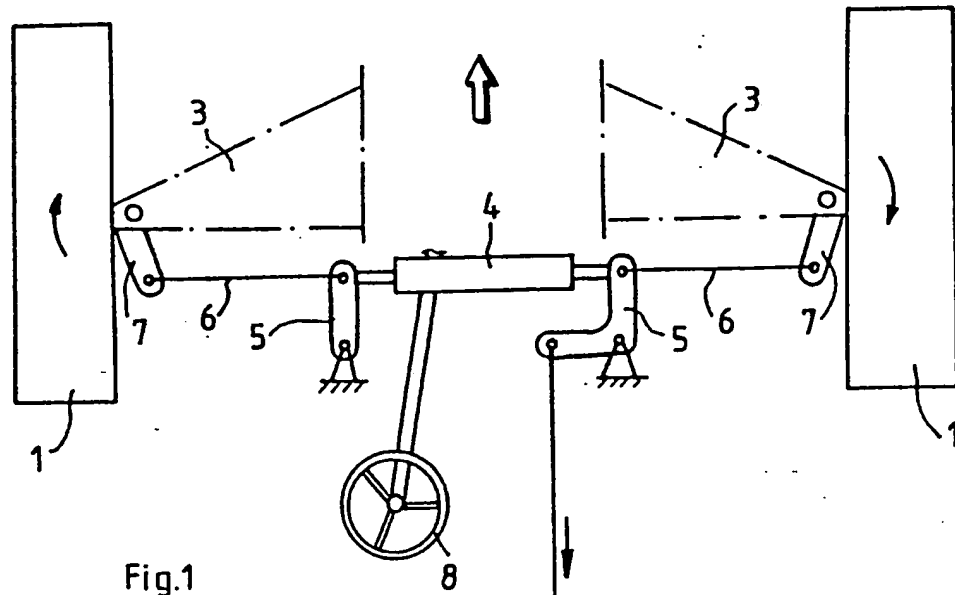


Fig.1

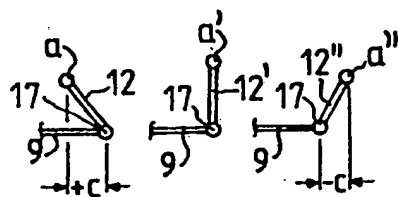
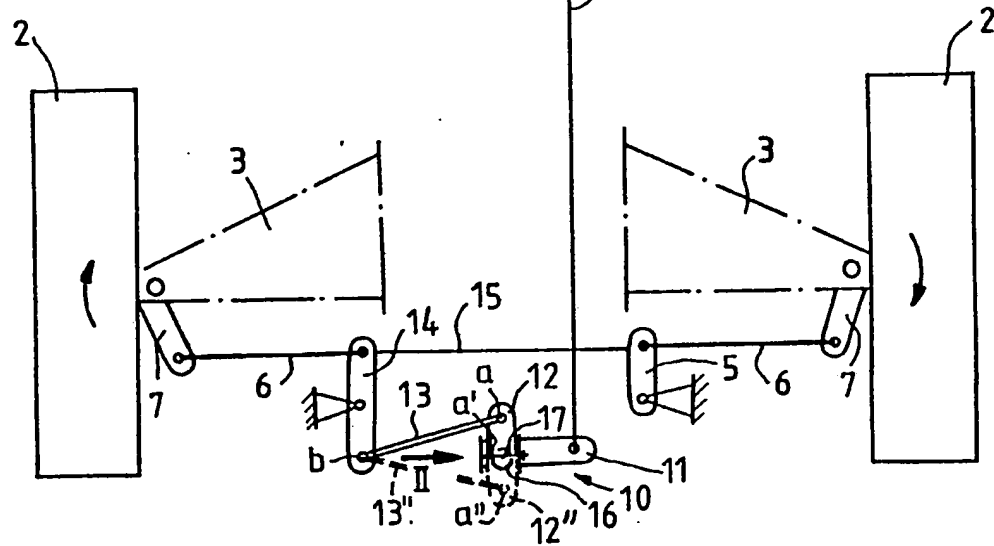


Fig.2

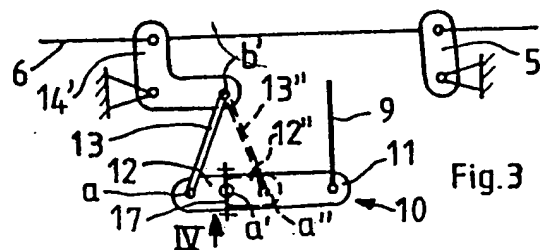


Fig.3

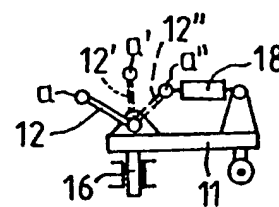


Fig.4

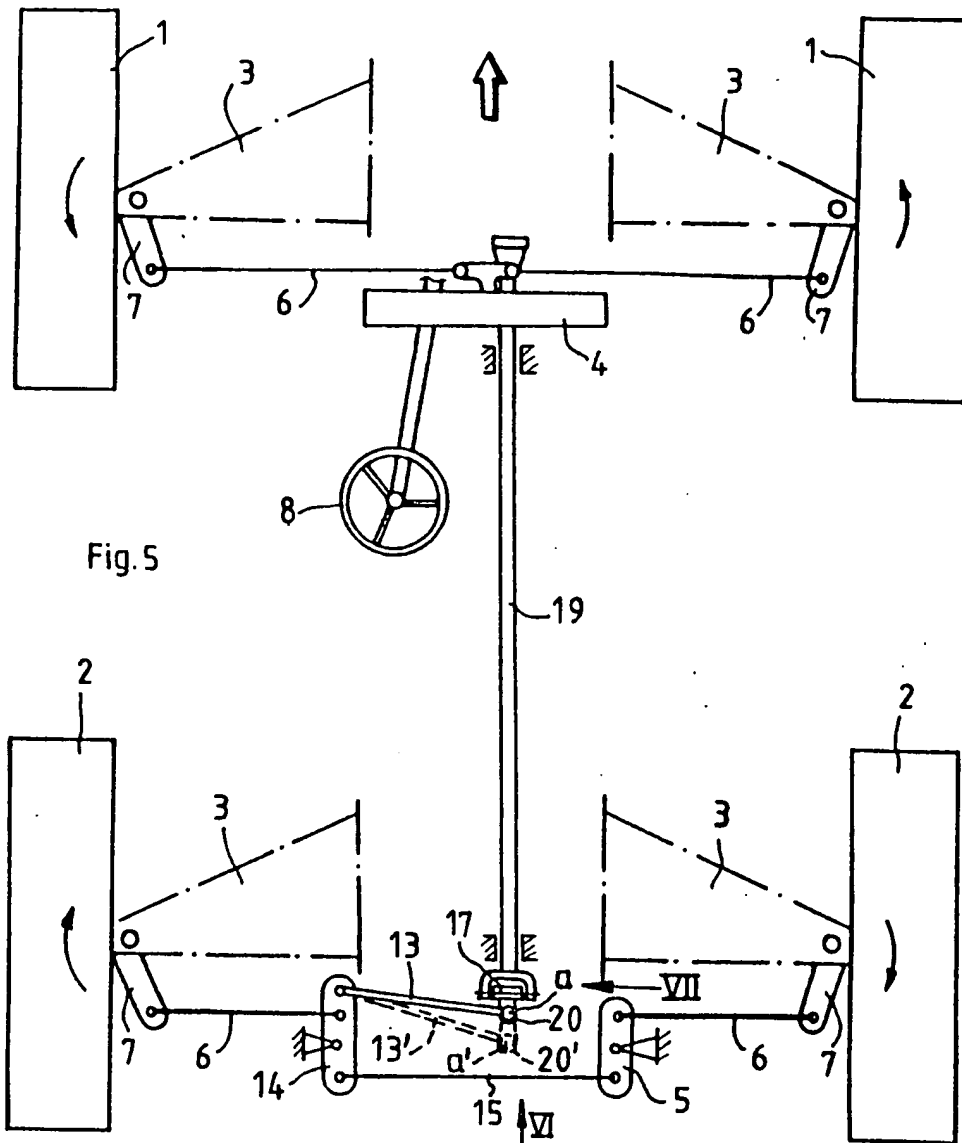


Fig. 5

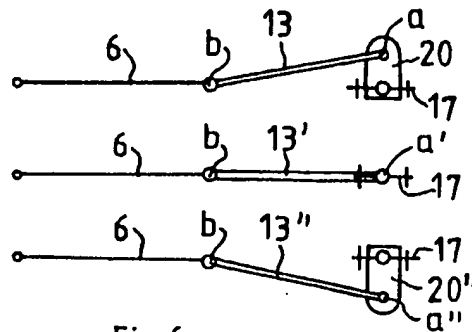


Fig. 6

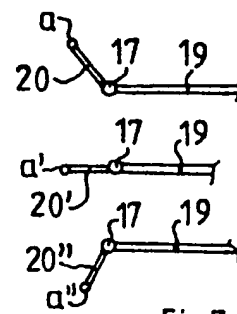
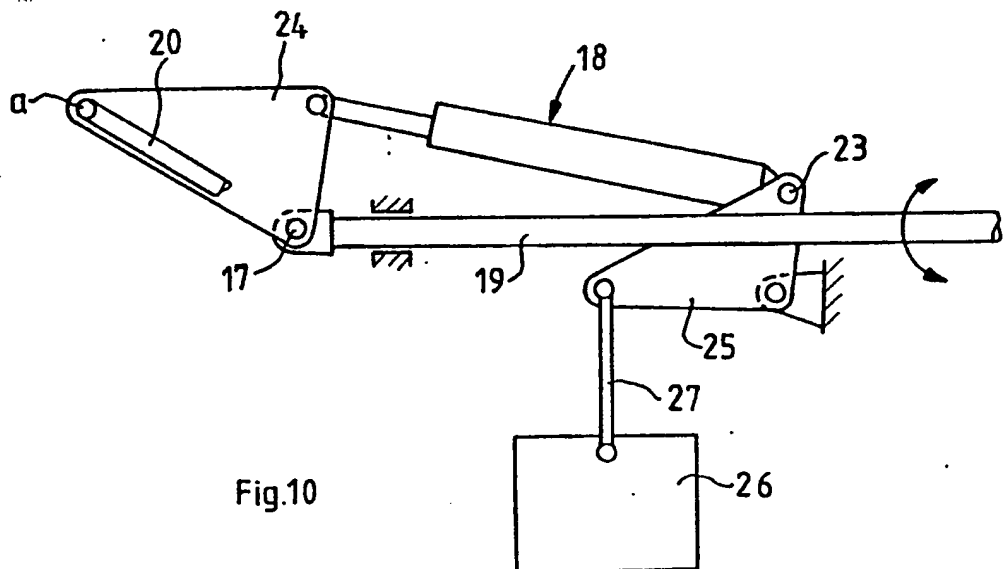
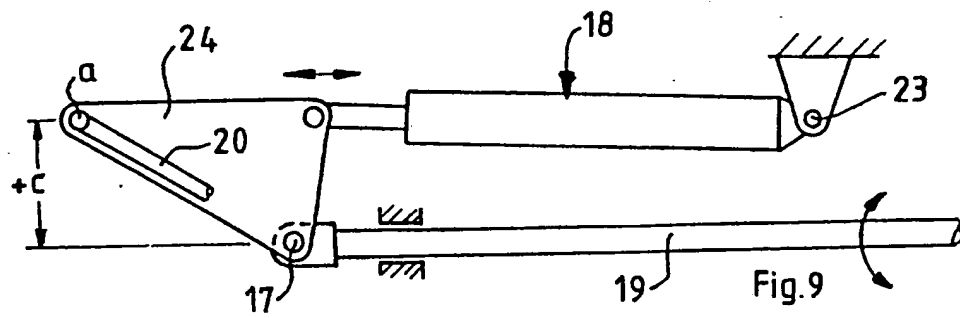
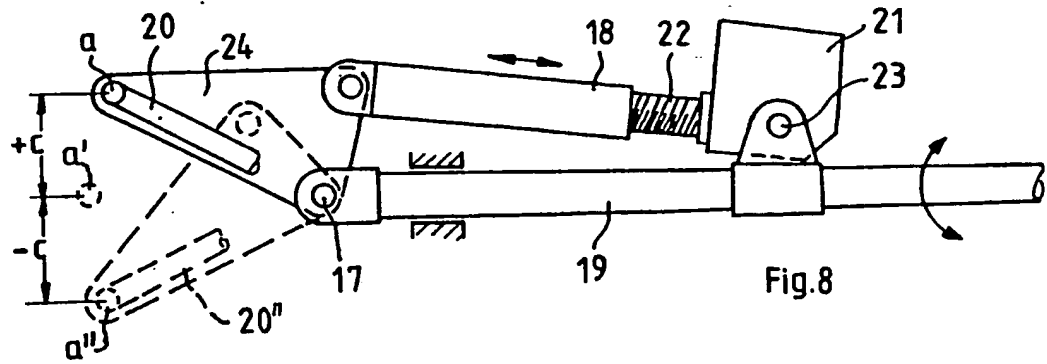


Fig. 7



3820967

